مطالعه تئوری و تجربی تأثیر خطای نیروی ترمزی بر میزان انحراف عرضی خودرو*

موسی رضائی(۱)	حسام الدین ارغند(۲)	امین ترقی اسکوئی(۳)	محمد بافندگان(٤)

چکیده *در این پژوهش رفتار دینامیکی کامیونت در اثر وجود نابالانسی نیروی ترمزی، مورد بررسی قرار گرفته است. در تحقیقات پیشین، برای مطالعه تأثیر خطای نیروی ترمزی بر انحراف خودرو، از فرض ثابت بودن سرعت در طی فرآیند ترمزگیری استفاده شده است. در این تحقیق، برای مدل‌سازی واقع‌بینانه‌تر با در نظر گرفتن مدل دوچرخه‌ای خودرو و فرض کاهش سرعت با شتاب ثابت در حین ترمزگیری، معادلات حرکت استخراج شده است. معادلات حاصل، با استفاده از روش‌های عددی حل گردیده است. نتایج به‌دست آمده با نتایج تحلیلی ارایه شده در پژوهش‌های پیشین و نتایج حاصل از تست‌های تجربی مقایسه شده است. نتایج حاکی از اثرات قابل توجه اصلاح فرضیات مسأله در مورد تغییرات سرعت در حین ترمزگیری می‌باشد. صحت نتایج با انجام تست‌های تجربی بر روی کامیونت ٦ تن آذرخش به تأیید رسیده است.*

واژه‌های کلیدی خطای نیروی ترمزی، انحراف عرضی، انحراف زاویه‌ای، دینامیک خودرو

Theoretical and Experimental Investigation on the Vehicle Lateral Deviation Due to the Braking Force Error

M. Rezaee	H. A. Arghand	A. Taraghi Oskouei	M. Bafandegan

Abstract *In this paper the effect of braking force error on the dynamic behavior of the truck is investigated. In the previous studies concerning the braking force error on the vehicle lateral deviation, to avoid complexity, researchers have assumed that the vehicle velocity during the braking process remains constant. In the present work, based on the realistic assumption that the vehicle velocity would decrease during the braking process, and by considering the linear bicycle model for the vehicle, the equations of motion are derived. The equations are solved numerically and the results are compared with those reported in the literature and those obtained experimentally. It is shown that the implication of the realistic assumption leads to more accurate results. The results have been validated by conducting experimental tests on Azarakhsh 6-ton truck.*

Key Words Brake Force Error, Lateral Deviation, Angular Deviation, Vehicle Dynamics

---

* نسخه‌ی نخست مقاله در تاریخ ۸۹/۱۲/۷ نسخه پذیرش آن در تاریخ۹۰/۹/۷ و نسخه آماده چاپ آن در تاریخ ۹۰/۱۱/۲۳ به دفتر نشریه رسیده‌است.

(۱) نویسنده‌ی مسؤول: دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

(۳) دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

(٤) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، شرکت خودروسازان دیزلی آذربایجان

مقدمه

امروزه بالا بردن ایمنی، مهمترین عامل در بازار رقابت خودرو است. یکی از اساسی‌ترین سیستم‌های موثر در ایمنی خودرو، ترمز آن می‌باشد. زیرا سیستم ترمز در کاهش سرعت و توقف خودرو، مؤثر است و کمترین اختلال در سیستم ترمزگیری خودرو اثرات فاجعه‌بار و جبران ناپذیری در پی خواهد داشت.

انحراف خودرو حین ترمزگیری از مقوله‌های بسیار مهم در طراحی خودرو و ایمنی آن بوده و کاهش این انحراف همیشه مورد توجه طراحان خودرو است. عمده‌ترین دلیل انحراف خودرو در حین ترمزگیری وجود خطای نیروی ترمزگیری در چرخ‌ها است. شناخت علت به وجود آمدن آن و میزان تاثیر این خطا در انحراف خودرو، لازمه طراحی صحیح سیستم ترمز می‌باشد.

با شناخت کامل تأثیر نابالانسی نیروی ترمزی در پایداری می‌توان سیستم‌های کنترلی مناسب برای کاهش انحراف خودرو و افزایش پایداری آن را طراحی کرده و از آنها بهره برد [1].

در پژوهش‌های دهه‌های اخیر، بحث انحراف و پایداری دینامیکی خودرو بسیار مورد توجه قرار گرفته است [2,3]. گرچه پایداری خودرو از دیدگاه‌های متفاوتی قابل بررسی است ولی فعالیت‌های انجام شده در حوزه خودرو غالباً متمرکز بر بهبود سیستم تعلیق بوده است. چرا که سیستم تعلیق مناسب می‌تواند اثرات اغتشاشات نیروهای خارجی و خطای فرمان را تا حد قابل قبول برطرف نماید. در این راستا بررسی‌های آماری در مورد تاثیر پارامترهای انسانی و محیطی بر خودروهای سواری و سنگین و خطرات به وجود آمده از این اثرات بررسی و ارایه شده است [4,5]. هم‌چنین مدل‌هایی برای بررسی و تحلیل پدیده‌هایی مانند رول (Roll) خودرو بر روی سیستم تعلیق انجام شده است [6,7]. در موضوعات جزیی‌تر مدل‌هایی با تعداد درجات آزادی بیشتر بر روی سیستم تعلیق مغناطیسی ارایه گردیده و با استفاده از روش‌های عددی حل شده است [8]. نیروی مقاومت غلتشی تایرها عامل دیگری است که تاثیر آن بر دینامیک خودرو مورد بررسی قرار گرفته و راه‌های بهبود عملکرد سیستم ترمز مطالعه گردیده است [9,10].

یکی دیگر از موارد تأثیرگذار بر دینامیک خودرو خطای نیروی ترمزی در فرآیند ترمزگیری است. خطای نیروی ترمزی به عدم یکسان بودن نیروهای ترمزی وارد بر چرخ‌های طرفین محورهای خودرو اطلاق می‌شود. خطای نیروی ترمزی و انحراف عرضی خودرو ناشی از آن می‌تواند در اثر عوامل مختلفی ایجاد شود که از مهم‌ترین آنها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- خطای ناشی از عملگرهای ترمز یا خطای نیروهای ترمزگیری که عامل اصلی آن ناشی از اختلاف ضریب اصطکاک بین لنت و کاسه ترمز در چرخ‌های طرفین محور می‌باشد. ممکن است خطای نیروهای ترمزی از عوامل دیگری مانند خطاهای ابعادی قطعات ترمز، یکسان نبودن فاصله لنت و کاسه ترمز یا دیسک ترمز در چرخ‌های طرفین و ... ناشی شود.
- وجود هرگونه اختلاف در پارامترهای سیستم تعلیق و نامیزانی فرمان نیز از عوامل ایجاد خطای نیروی ترمزی هستند.
- اختلاف در ضریب اصطکاک بین تایرهای طرفین خودرو با جاده به علت همگن نبودن سطح آسفالت جاده‌ها و متفاوت بودن میزان فرسودگی تایرها باعث به‌وجود آمدن خطای نیروی ترمزی می‌شود.

در یکی از شاخص‌ترین تحقیقات صورت گرفته در این زمینه هاک [11] تأثیر خطای نیروی ترمزی بر دینامیک خودرو را مورد مطالعه قرار داده است. در مقاله‌ی ذکر شده، انحراف زاویه‌ای و انحراف عرضی خودرو ناشی از خطای نیروی ترمزی با فرض ثابت بودن سرعت خودرو در حین ترمزگیری مورد بررسی قرار گرفته است. سپس معادلات دینامیکی استخراج و

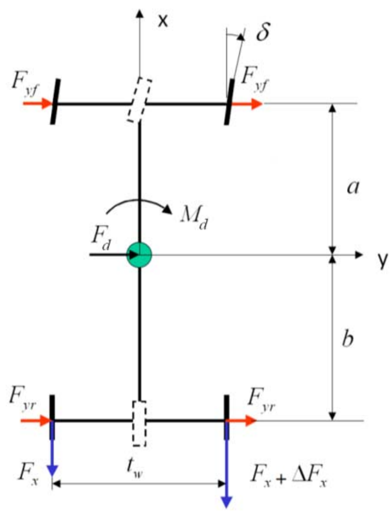
با روش تحلیلی حل شده است.

هدف از تحقیق حاضر بررسی تأثیر خطای نیروی ترمزی در انحراف خودرو با فرضیات واقع‌بینانه‌تر می‌باشد. با توجه به این که تحلیل فرآیند ترمزگیری بدون در نظر گرفتن کاهش سرعت چندان منطقی نیست، در این پژوهش با فرض شتاب‌دار بودن حرکت خودرو در طی فرآیند ترمزگیری، معادلات حرکت با بهره بردن از مدل ارایه شده توسط هاک استخراج گردیده و برای حل معادلات از روش‌های عددی استفاده شده است.

در این تحقیق برای تحلیل مسأله، کامیونت ٦ تن آذرخش مورد مطالعه قرار گرفته و تست‌های تجربی بر روی این خودرو صورت گرفته است. صحت نتایج به‌دست آمده از حل معادلات، توسط تست‌های تجربی نیز به تأیید رسیده است.

مدل سازی و حل معادلات دینامیکی خودرو

برای استخراج معادلات دینامیکی حاکم بر خودرو در حین ترمزگیری از مدل خطی دوچرخه‌ای(Linear Bicycle Model) ارایه شده در شکل (۱) استفاده می‌شود. در این مدل نیروی ترمزی چرخ‌های جلو حذف شده و نیروی ترمزی در چرخ‌های محور عقب خودرو با در نظر گرفتن نابالانسی نیروی ترمزی اعمال گردیده است. پیش از این بر پایه‌ی همین مدل، معادلات حرکت بدون در نظر گرفتن شتاب در حین ترمزگیری و صرف‌نظر از نابالانسی نیروهای ترمزی در محور جلو به دلیل تأثیرپذیری از فرمان و سیستم تعلیق استخراج گردیده و به صورت تحلیلی حل شده است [11]. با توجه به این‌که در طی فرآیند ترمزگیری با گذشت زمان سرعت خودرو کاهش می‌یابد، بنابراین در پژوهش حاضر با اعمال فرض ثابت بودن نیروی ترمزی، حرکت خودرو با شتاب کاهنده در نظر گرفته شده است.



شکل ۱ مدل دینامیکی خودرو حین ترمزگیری در غیاب نیروی ترمزی چرخ‌های جلو [11]

در این مدل، δ زاویه‌ی چرخ‌های جلو است که توسط فرمان کنترل می‌شود. در استخراج روابط مربوط به خطای نیروی ترمزی، این پارامتر نیز لحاظ می‌شود که غالباً در تحلیل‌های ارایه شده در تحقیقات پیشین و مقاله‌ی حاضر مقدار آن صفر در نظر گرفته شده است. برآیند نیروهای عرضی و گشتاورهای خارجی ناشی از اغتشاشات وارد بر خودرو به ترتیب با F_d و M_d نشان داده شده است. نیروها و گشتاورهای خارجی می‌تواند ناشی از اغتشاشات وارد بر خودرو مانند: نیروی باد، شیب عرضی جاده، نیروهای آیرودینامیکی یا در اثر وجود اختلاف نیروهای ترمزی در چرخ‌های طرفین خودرو باشد. در این مقاله به دلیل قابل صرف‌نظر بودن سایر اغتشاشات ورودی، فقط تأثیر نابالانسی نیروهای ترمزی بر دینامیک خودرو مورد بررسی قرار گرفته و از سایر اغتشاشات صرف‌نظر می‌شود.

اگر اختلاف نیروهای ترمزی چرخ‌های طرفین محور عقب خودرو ΔF_x در نظر گرفته شود، اثر گشتاوری آنها حول محور z (Yaw Moment) به این شکل خواهد بود:

$$M_z = \frac{\Delta F_x t_w}{2} \quad (۱)$$

که در آن t_w عرض خودرو است.

با فرض کوچک بودن زاویه‌ی δ، معادلات حرکت را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (۲-\text{الف})$$
$$I_{zz}\dot{\Omega} = F_{yf}a - F_{yr}b + M_z \quad (۲-\text{ب})$$

در روابط فوق، m جرم خودرو، a و b به ترتیب فاصله محورهای جلو و عقب از مرکز جرم، a_y شتاب جانبی مرکز جرم خودرو، F_{yf} و F_{yr} به ترتیب نیروهای جانبی در محورهای جلو و عقب می‌باشد. با فرض خطی بودن عملکرد تایرها در حین ترمزگیری، نیروی جانبی متناسب با زاویه‌ی لغزش تایرها خواهد بود. بنابراین می‌توان نوشت [12]:

$$F_{yf} = -c_f\alpha_f = -c_f\left(\frac{v_y + a\Omega}{v_x} - \delta\right) \quad (۳-\text{الف})$$
$$F_{yr} = -c_r\alpha_r = -c_r\frac{v_y - b\Omega}{v_x} \quad (۳-\text{ب})$$

در معادلات بالا c_f و c_r به ترتیب نشان دهنده ضرایب سفتی جانبی (Lateral stiffness) تایرهای جلو و عقب، α_f و α_r به ترتیب زوایای لغزش جانبی (Slip Angle Side) تایرهای جلو و عقب، v_y سرعت جانبی مرکز جرم خودرو و v_x سرعت طولی خودرو است.

از طرفی رابطه‌ی سینماتیکی زیر برای شتاب عرضی خودرو برقرار است:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x\Omega \quad (٤)$$

با قرار دادن روابط (٤ و۳) در رابطه‌ی (۲) معادلات دینامیکی به این شکل حاصل می‌شود:

$$\dot{v}_y = a_{11}(v_x)v_y + a_{12}(v_x)\Omega + b_1\delta \quad (۵-\text{الف})$$
$$\dot{\Omega} = a_{21}(v_x)v_y + a_{22}(v_x)\Omega + b_2\delta + d_2M \quad (۵-\text{ب})$$

در معادلات فوق ضرایب به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{aligned} & a_{11}(v_x) = -\frac{c_f + c_r}{mv_x},\ a_{12}(v_x) = \frac{-c_f a + c_r b}{mv_x} - v_x \\ & a_{21}(v_x) = \frac{-c_f a + c_r b}{I_{zz}v_x},\ a_{22}(v_x) = -\frac{c_f a^2 + c_r b^2}{I_{zz}v_x} \\ & b_1 = \frac{c_f}{m},\ b_2 = \frac{ac_f}{I_{zz}},\ d_2 = \frac{1}{I_{zz}} \end{aligned} \quad (٦)$$

برای مدل‌سازی دقیق‌تر رفتار دینامیکی خودرو در طی فرآیند ترمزگیری، برآیند نیروهای ترمزی در طی فرآیند ترمزگیری را ثابت فرض می‌کنیم، بنابراین در این حالت حرکت خودرو با شتاب ثابت، کاهنده خواهد بود و سرعت طولی خودرو را می‌توان از رابطه‌ی زیر محاسبه کرد:

$$v_x = v_{x_0} + a_x t \quad (۷)$$

که در آن a_x شتاب خطی خودرو در جهت طولی و v_{x_0} سرعت طولی خودرو در لحظه‌ی شروع فرآیند ترمزگیری می‌باشد. با در نظر گرفتن رابطه‌ی (۷)، ضرایب a_{ij} ارایه شده در رابطه‌ی (۸) به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned} & a_{11}(v_x) = -\frac{c_f + c_r}{m\left(v_{x_0} + a_x t\right)} \\ & a_{12}(v_x) = \frac{-c_f a + c_r b}{m\left(v_{x_0} + a_x t\right)} - \left(v_{x_0} + a_x t\right) \\ & a_{21}(v_x) = \frac{-c_f a + c_r b}{I_{zz}\left(v_{x_0} + a_x t\right)} \\ & a_{22}(v_x) = -\frac{c_f a^2 + c_r b^2}{I_{zz}\left(v_{x_0} + a_x t\right)} \end{aligned} \quad (۸)$$

در تحقیقات پیشین حالت خاصی از مسأله با فرض $a_x = 0$ در حین ترمزگیری مورد بررسی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن چنین فرضی، ضرایب ارایه شده در رابطه (٦) مقادیر ثابتی به دست می‌آیند و

معادلات حرکت با استفاده از تبدیل لاپلاس قابل حل است که نتایج به صورت زیر می‌باشد [11].

$$v_y(s) = \frac{\left[(s - a_{22})b_1 + a_{12}b_2\right]\delta(s) + a_{12}d_2M_z(s)}{s^2 - (a_{22} + a_{11})s + a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} \qquad (۹-\text{الف})$$

$$\Omega(s) = \frac{\left[(s - a_{11})b_2 + a_{21}b_1\right]\delta(s) + (s - a_{11})d_2M_z(s)}{s^2 - (a_{22} + a_{11})s + a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} \qquad (۱۰)$$

از آنجا که حرکت خودرو در طی ترمزگیری، شتاب‌دار است لذا در مقاله حاضر حالت واقع بینانه‌ای در نظر گرفته شده است. با اعمال این فرض ضرایب معادلات حرکت مطابق رابطه (۸) متغیر با زمان خواهد بود که با روش ارایه شده در مرجع [11] قابل حل نیست. با اعمال ضرایب جدید، معادلات حرکت به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{v}_y = -\frac{c_f + c_r}{m\left(v_{x_0} + a_x t\right)}v_y + \frac{-c_f a + c_r b}{m\left(v_{x_0} + a_x t\right)}\Omega - \left(v_{x_0} + a_x t\right)\Omega + \frac{c_f}{m}\delta \qquad (۱۰-\text{الف})$$

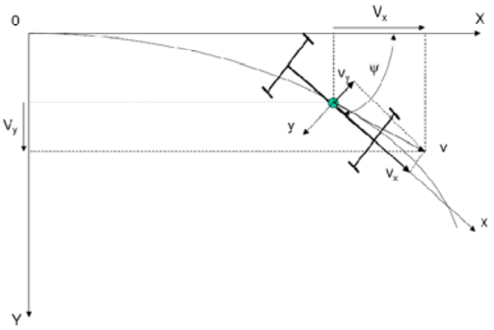
$$\dot{\Omega} = \frac{-c_f a + c_r b}{I_{zz}\left(v_{x_0} + a_x t\right)}v_y - \frac{c_f a^2 + c_r b^2}{I_{zz}\left(v_{x_0} + a_x t\right)} + \frac{ac_f}{I_{zz}}\delta + \frac{M_z}{I_{zz}} \qquad (۱۰-\text{ب})$$

در این مقاله، برای حل دستگاه معادلات (۱۰) از روش رونگ-کوتای مرتبه ٤ و برنامه‌نویسی در محیط *MATLAB* استفاده شده است. ضمناً با توجه به این‌که در تست‌های تجربی، ترمزگیری در حین حرکت خودرو در مسیر مستقیم انجام شده است؛ لذا زاویه‌ی چرخ‌های جلو، δ، برابر صفر است.

سرعت جانبی v_y و سرعت زاویه‌ای Ω نشان داده شده در شکل (۲) در دستگاه مختصات متصل به خودرو می‌باشد. برای به دست آوردن انحراف عرضی و زاویه‌ای خودرو، لازم است مؤلفه‌های سرعت خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت بیان شود.

انحراف زاویه‌ای خودرو، ψ، را می‌توان از انتگرال‌گیری سرعت زاویه‌ای نسبت به زمان به‌دست آورد:

$$\psi(t) = \int_0^t \Omega(\tau)\, d\tau \qquad (۱۱)$$



شکل۲ انحراف عرضی و زاویه‌ای خودرو در حین ترمزگیری [11]

با در دست داشتن سرعت طولی خودرو از رابطه‌ی (۷)، سرعت جانبی خودرو از حل دستگاه معادلات (۱۰) و انحراف زاویه‌ای خودرو از رابطه‌ی (۱۱)، می‌توان مؤلفه‌های سرعت خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت را به‌صورت زیر به‌دست آورد:

$$V_x = v_x \cos\psi - v_y \sin\psi \qquad (۱۲-\text{الف})$$

$$V_y = v_x \sin\psi + v_y \cos\psi \qquad (۱۲-\text{ب})$$

از طرف دیگر، موقعیت طولی و انحراف جانبی خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$X(t) = \int_0^t V_x(\tau)\, d\tau \qquad (۱۳-\text{الف})$$

$$Y(t) = \int_0^t V_y(\tau)\, d\tau \qquad (۱۳-\text{ب})$$

بدین ترتیب انحراف عرضی خودرو از رابطه

(۱۳- ب) و انحراف زاویه‌ای خودرو از رابطه (۱۱) به‌دست می‌آید.

نتایج حاصل از حل عددی دستگاه معادلات و بررسی تأثیر شتاب بر انحراف خودرو

چنانچه اشاره شد برای حل دستگاه معادلات (۱۰) با در نظر گرفتن شتاب از روش رونگ-کوتای مرتبه‌ی ٤ استفاده شده است و نتایج بدست آمده از این تحلیل به صورت منحنی‌هایی که نشان دهنده‌ی انحراف عرضی و زاویه‌ای خودرو هستند ارایه شده است.

برای حل عددی مساله نیاز به تعیین مقادیر پارامترهای هندسی و دینامیکی خودرو می‌باشد. خودروی مورد نظر برای انجام تست‌های تجربی، کامیونت ٦ تن آذرخش ساخت شرکت تراکتور سازی ایران است که تعدادی از پارامترها از طریق شرکت و تعدادی دیگر با انجام آزمایشهای لازم تعیین شده است. تمام نتایج ارایه شده در این تحقیق برای کامیونت آذرخش با بار کامل است که پارامترهای آن در جدول (۱) ارایه شده است.

جدول ۱ پارامترهای دینامیکی و هندسی کامیونت

پارامتر	نماد (واحد)	مقدار
جرم	$m\ (kg)$	٦٠٠٠
ممان اینرسی	$I_{zz}(kg.m^2)$	١٠٢٦٥
ضریب سفتی تایرهای جلو	$C_f\ (N/Rad)$	٦٣٠٢٥
ضریب سفتی تایرهای عقب	$C_r\ (N/Rad)$	٦٨٧٥٥
فاصله مرکز جرم از محور جلو	$a\ (m)$	٢/٢
فاصله مرکز جرم از محور عقب	$b\ (m)$	١/١

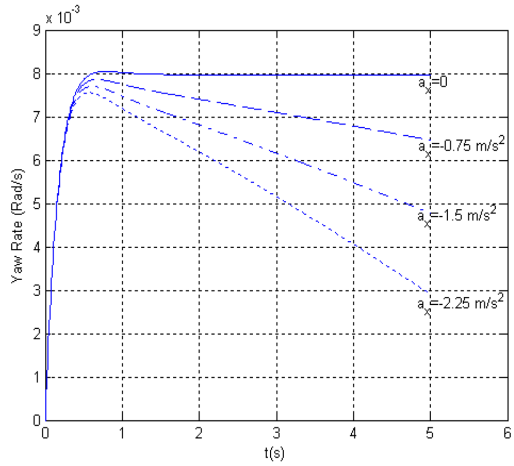
سرعت اولیه‌ی خودرو در آغاز فرآیند ترمزگیری در تمام آزمایش‌ها و تحلیل‌ها، ٦٠ کیلومتر بر ساعت و حداکثر شتاب کاهنده تحت اثر اعمال نیروی ترمزی ٢/٢٥ m/s^2 می‌باشد و نیروی نابالانسی ترمزی بر اساس نتایج تست‌های انجام شده ٤٩٦N در نظر گرفته شده است.

شکل (۳) نشان دهنده‌ی منحنی تغییرات سرعت زاویه‌ای نسبت به زمان می‌باشد. ملاحظه می‌شود که در تمام منحنی‌های رسم شده به ازای شتاب‌های مختلف در یک بازه‌ی زمانی کوتاه پس از آغاز فرآیند ترمزگیری، سرعت زاویه‌ای به شدت افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به یک مقدار حداکثر، شروع به کاهش با شیب نسبتاً ملایم‌تری می‌کند. همانطور که در شکل نیز نشان داده شده است، در صورتی که از شتاب طولی خودرو در حین ترمزگیری صرف‌نظر شود، سرعت زاویه‌ای پس از افزایش شدید در بازه‌ی زمانی یک ثانیه‌ی اول، به یک حالت پایا با مقدار ثابت می‌رسد که نتایج ارایه شده در مرجع [11] را تایید می‌کند.

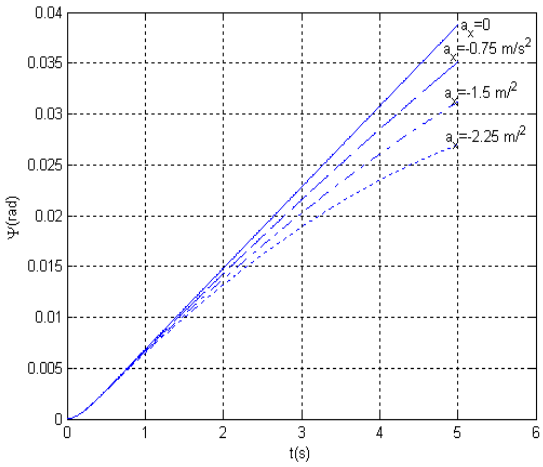
در سایر حالت‌ها که از شتاب صرف‌نظر نشده است، سرعت زاویه‌ای پس از رسیدن به یک مقدار ماکزیمم، شروع به کاهش می‌کند و در لحظه توقف خودرو، سرعت زاویه‌ای نیز به صفر می‌رسد. همچنین در هر لحظه با افزایش شتاب، سرعت زاویه‌ای کاهش می‌یابد. رفتار مشابهی را می‌توان در منحنی تغییرات انحراف زاویه‌ای کامیونت نسبت به زمان به ازای شتاب‌های مختلف مشاهده کرد (شکل ٤).

برای بررسی تأثیر دقیق‌تر شتاب، منحنی تغییرات انحراف زاویه‌ای نسبت به شتاب در لحظه‌ی t=۳s در شکل (٥) رسم شده است. چنانچه مشاهده می‌شود، در لحظه‌ی مورد نظر با افزایش شتاب، انحراف زاویه‌ای به صورت خطی کاهش یافته است.

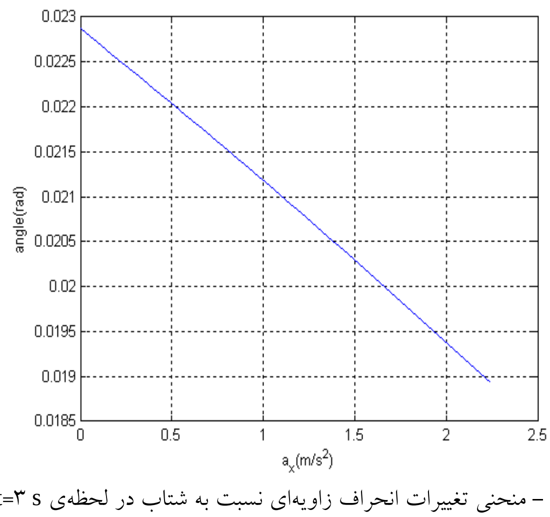
با بررسی تأثیر انحراف زاویه‌ای خودرو در حین ترمزگیری، می‌توان تحلیل دقیق‌تری از انحراف عرضی خودرو در حین ترمزگیری را ارایه نمود. پارامترهای اصلی تأثیرگذار بر انحراف عرضی خودرو، انحراف زاویه‌ای و انحراف جانبی در دستگاه مختصات متصل به خودرو است (رابطه ۱۲).



شکل ۳- تغییرات سرعت زاویه‌ای کامیونت با بار کامل به ازای شتابهای متفاوت ناشی از ترمزگیری در طی ۵ ثانیه



شکل ٤- منحنی انحراف زاویه‌ای کامیونت با بار کامل برای شتاب‌های متفاوت در مدت ۵ ثانیه

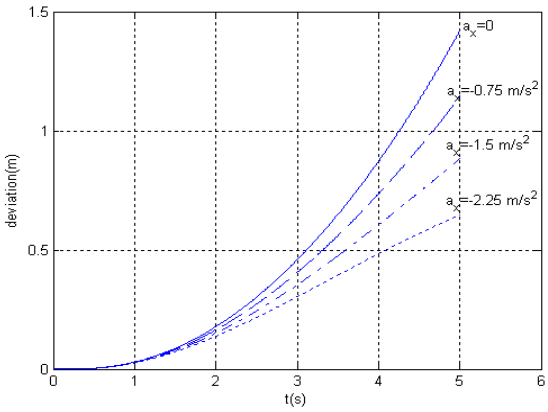


شکل۵ – منحنی تغییرات انحراف زاویه‌ای نسبت به شتاب در لحظه‌ی t=۳ s

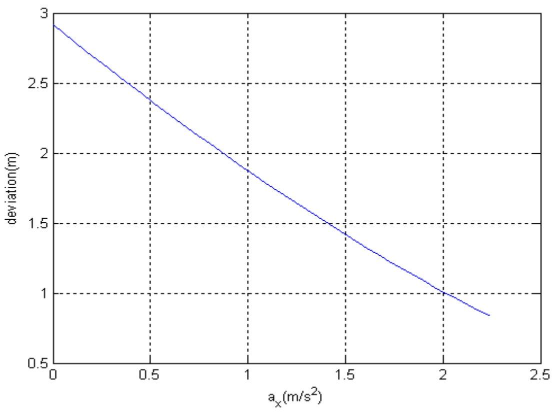
منحنی‌های انحراف عرضی خودرو نسبت به زمان به ازای شتاب‌های متفاوت در ۵ ثانیه‌ی اول حرکت خودرو، در شکل (٦) نشان داده شده است. نتایج به خوبی نشان دهنده‌ی اثر اصلاح تئوری قبلی و تأثیر شتاب در تخمین دقیق‌تر انحراف در لحظه‌ی توقف خودرو می‌باشد. به‌گونه‌ای که مقدار انحراف عرضی خودرو در لحظه $t = 5s$ با اعمال شتاب ثابت m/s^2 ۲/۲۵ در زمان ترمزگیری، تقریباً برابر با نصف پاسخ متناظر با حالتی است که حرکت شتاب‌دار درنظر گرفته نشده است.

چنانچه شکل (٦) نشان می‌دهد، با افزایش شتاب در یک لحظه‌ی معین، انحراف عرضی خودرو کاهش می‌یابد. شکل (٧) این مطلب را به ازای لحظه‌ی $t=3s$ نشان می‌هد.

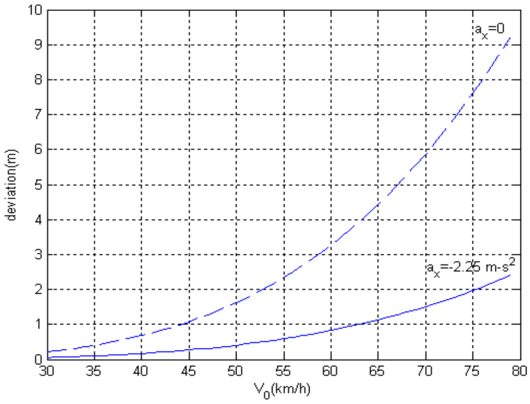
همچنین بر پایه مدل ارایه شده‌ی پیشین نمی‌توان انحراف عرضی خودرو را در لحظه‌ی توقف محاسبه کرد. چرا که در این مدل اساساً خودرو متوقف نمی‌گردد. ولی در مدل ارایه شده در این مقاله محاسبه‌ی انحراف عرضی تا لحظه‌ی توقف امکان‌پذیر است. برای مقایسه‌ی نتایج به‌دست آمده از این مدل با مدل قبلی، زمان توقف به ازای هر شتاب محاسبه می‌شود و انحراف عرضی در این بازه‌ی زمانی با استفاده از مدل پیشین محاسبه می‌شود و با انحراف عرضی لحظه‌ی توقف در شتاب‌های مختلف با استفاده از مدل ارایه شده مقایسه می‌شود. شکل (٨) مقایسه‌ی نتایج حاصل از این دو مدل را ارایه می‌دهد. مقایسه‌ی این دو منحنی نشان‌دهنده‌ی فرض غیر واقع‌بینانه در مدل پیشین است



شکل٦ منحنی تغییرات انحراف عرضی کامیونت ٦ تن با بار کامل و شتاب‌های متفاوت در مدت ۵ ثانیه



شکل٧ منحنی تغییرات انحراف کامیونت ٦ تن با بار کامل در برابر شتاب در لحظه $t=3s$



شکل ۸ منحنی تغییرات انحراف عرضی خودرو در برابر تغییرات سرعت اولیه در لحظه‌ی توقف به ازای دو حالت با در نظر گرفتن شتاب و بدون در نظر گرفتن شتاب

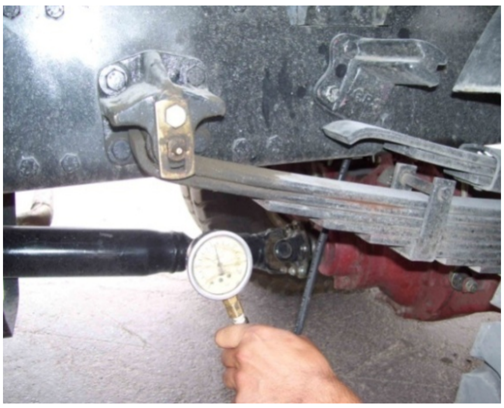
نتایج تجربی

برای بررسی صحت نتایج به‌دست آمده از تحلیل تئوری، تست‌هایی برای اندازه‌گیری انحراف خودرو انجام گرفت. بدین منظور ابتدا خطای نیروی ترمزی تعیین گردید. در این پژوهش، مطالعه بر روی چرخ‌های عقب متمرکز است. علت این انتخاب به دو دلیل است: اول این‌که، با توجه به اهمیت ترمز چرخ‌های عقب در عمل ترمزگیری خودروهای باری، نیروی ترمزی چرخ‌های عقب بیشتر است و بنابراین احتمال وجود خطاهای نیروی ترمزی در چرخ‌های عقب بیشتر است. دوم آن که، نابالانسی نیروهای ترمزی در چرخ‌های جلو علاوه بر خطای عملگرهای ترمز، از عوامل دیگری نظیر زاویه چرخ‌های جلو و نوع سیستم تعلیق نیز اثر می‌پذیرد و در هنگام سودهی خودرو، تاثیر زاویه چرخ‌ها در خطای نیروی ترمزی غالب است.

برای اندازه‌گیری خطای نیروی ترمزی ابتدا ترمز چرخ‌های جلو از مدار ترمزگیری حذف شد. سپس در دو مرحله، مرحله‌ی اول ترمز عقب سمت راننده و در مرحله بعدی ترمز سمت کمک راننده از مدار حذف شد و سپس کامیونت روی سطح شیبدار قرار گرفت (شکل ۹). در هر مرحله فشار در مدار سیستم ترمز برای نگه داشتن خودرو در آستانه لغزش اندازه‌گیری شد و بدین ترتیب فشارهای متناظر با هر مرحله، P_{al} و P_{ar}، تعیین گردید (شکل ۱۰).



شکل ۹ استفاده از سطح شیب‌دار در اندازه‌گیری نیروی ترمزی هر یک از چرخ‌ها برای تعیین خطای نیروی ترمزی



شکل ۱۰ اندازه‌گیری فشار هیدرولیکی در مدار سیستم ترمز برای تعیین خطای نیروی ترمزی

نیروی ترمزی لازم در یک چرخ برای نگه داشتن خودرو بر روی سطح شیب‌دار در آستانه لغزش را می‌توان به صورت زیر به‌دست آورد:

$$F_{xr} = F_{xl} = W \sin\theta \quad (١٤)$$

در رابطه فوق W وزن خودرو و θ زاویه سطح شیب‌دار است.

ضریب ترمزگیری تجربی که نسبت نیروی ترمزی به نیروی پمپ چرخ می‌باشد، برای چرخ‌های سمت چپ و راست محور عقب به ترتیب از روابط زیر قابل محاسبه است:

$$G_l = \frac{F_{xl}}{P_{al} \times A} \quad (١٥-\text{الف})$$

$$G_r = \frac{F_{xr}}{P_{ar} \times A} \quad (١٥-\text{ب})$$

در رابطه بالا A سطح مقطع پمپ چرخ است.

در مرحله بعدی با در دست داشتن ضرایب ترمزگیری G_l و G_r، نیروی ترمزگیری در شرایط آزمایش محاسبه گردید. برای این کار ابتدا P_a که فشار مدار ترمز در حالت ترمزگیری عادی است اندازه‌گیری شد. سپس با استفاده از روابط زیر، نیروی ترمزگیری در چرخ‌های طرفین محاسبه گردید:

$$F_{bl} = G_l P_a \times A \quad (١٦-\text{الف})$$

$$F_{br} = G_r P_a \times A \quad (١٦-\text{ب})$$

اختلاف دو نیروی اندازه‌گیری شده در روابط (١٦- الف) و (١٦- ب) معرف خطای نیروی ترمزی چرخ‌های عقب می‌باشد.

در آزمایش بعدی برای انجام تست ترمزگیری ابتدا محل مناسبی مطابق با استانداردهای *EEC* آماده شد و سپس ترمز چرخ‌های عقب خودرو در مدار ترمز قرار گرفته و ترمز چرخ‌های جلو از مدار حذف گردید.

برای اطمینان از صحت نتایج حاصله، قبل از تست، یکسان بودن فشار باد تایرها کنترل شد؛ برای جلوگیری از ورود خطاهای دیگر، آزمایش در هوای آرام انجام گرفت که باد جانبی وجود نداشت؛ شیب عرضی در محل انتخاب شده نیز برابر صفر بود. همچنین با انتخاب راننده ماهر امکان وارد شدن خطای ورودی فرمان نیز به حداقل رسید.

آزمایش بر روی کامیونت در دو مرحله با سرعت‌های اولیه ٤٠ و ٦٠ کیلومتر بر ساعت انجام گرفت و با تکرار آزمایش در هر مرحله مقدار انحراف خودرو اندازه‌گیری شد. مقدار متوسط انحراف خودرو در سرعت ٤٠ کیلومتر بر ساعت، ٤٥ سانتیمتر و در سرعت ٦٠ کیلومتر بر ساعت، ٨٠ سانتیمتر اندازه‌گیری شد (شکل ١١).



شکل١١ انحراف خودرو پس از توقف (سرعت اولیه ٦٠*km/h*)

نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر رفتار دینامیکی خودرو در هنگام ترمزگیری تحت اثر وجود نابالانسی نیروی ترمزی در چرخ‌های طرفین محورهای عقب مورد بررسی قرار گرفت. بدین منظور بر پایه‌ی مدل دوچرخه‌ای خودرو، معادلات حرکت با فرض کاهش سرعت با شتاب ثابت در حین ترمزگیری استخراج گردید و با در نظر گرفتن پارامترهای مربوط به کامیونت آذرخش ٦ تن، انحراف

عرضی و زاویه‌ای خودرو با روش‌های عددی محاسبه شد.

با بررسی تأثیر شتاب بر روی انحراف خودرو مشخص گردید که رفتار دینامیکی خودرو با در نظر گرفتن شتاب و بدون آن، تفاوت قابل توجهی دارد. این اثرات پس از حدود ۱/۵ ثانیه‌ی اول ترمزگیری که اثر شتاب در کاهش سرعت ظاهر می‌شود، واضح است به گونه‌ای که افزایش شتاب موجب کاهش انحراف می‌گردد.

با قرار دادن مقادیر پارامترهای مورد نیاز در حل عددی مطابق با تست‌های انجام شده، مقدار انحراف عرضی خودرو در لحظه‌ی توقف، ۸٤ سانتیمتر به‌دست آمد و میانگین انحراف عرضی خودرو بر اساس تست‌های تجربی ۸۰ سانتیمتر اندازه‌گیری شد. در صورتی که در تحلیل‌های پیشین، صرفاً رفتار پیش‌بینی شده در لحظات ابتدایی ترمزگیری بر رفتار واقعی منطبق است و برای زمان توقف، انحراف بی‌نهایت را نشان می‌داد که نتیجه غیر واقعی است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند از شرکت خودروسازان دیزلی آذربایجان به خاطر پشتیبانی از تحقیقات و فراهم آوردن امکانات لازم برای انجام تست‌های تجربی قدردانی نمایند.

فهرست علایم

سطح مقطع پمپ چرخ	A
فاصله محور جلو از مرکز جرم	a
ضرایب	a_{ij}
شتاب خطی خودرو در جهت طولی	a_x
شتاب جانبی مرکز جرم خودرو	a_y
فاصله محور عقب از مرکز جرم	b
ضریب سفتی جانبی تایرهای جلو	c_f
ضریب سفتی جانبی تایرهای عقب	c_r
نیروی ترمزگیری چرخ چپ	F_{bl}
نیروی ترمزگیری چرخ راست	F_{br}
نیروهای ترمزی چرخ‌های محور عقب خودرو	F_x
برآیند نیروهای اغتشاش جانبی	F_y
نیروهای جانبی در محور جلو	F_{yf}
نیروهای جانبی در محور عقب	F_{yr}
ضریب ترمزگیری چرخ چپ	G_l
ضریب ترمزگیری چرخ راست	G_r
ممان اینرسی خودرو حول محور z	I_{zz}
برآیند گشتاورهای خارجی وارد بر خودرو	M_z
جرم خودرو	m
فشار مدار ترمز در حالت ترمزگیری عادی	P_a
زمان	t
عرض خودرو	t_w
سرعت طولی خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت	V_x
سرعت جانبی خودرو در دستگاه مختصات مرجع ثابت	V_y
سرعت طولی خودرو	v_x
سرعت طولی خودرو در لحظه‌ی شروع فرآیند ترمزگیری	v_{x_0}
سرعت جانبی مرکز جرم خودرو	v_y
وزن خودرو	W
موقعیت طولی خودرو	$X(t)$
انحراف جانبی خودرو	$Y(t)$
زاویه‌ی لغزش جانبی تایرهای جلو	α_f
زاویه‌ی لغزش جانبی تایرهای عقب	α_r
اختلاف نیروهای ترمزی چرخ‌های محور عقب خودرو	ΔF_x
زاویه‌ی چرخ‌های جلو	δ
زاویه سطح شیب‌دار	θ
انحراف زاویه‌ای خودرو	ψ
سرعت زاویه‌ای	Ω
شتاب زاویه‌ای	$\dot{\Omega}$

مراجع

1. Eslamian, M., Mirzaei, M. and Alizadeh, G., "Enhancement of vehicle lateral stability by non-linear optimal control of yaw dynamics", *Mechanical and Aerospace Engineering Journal*, 2(3), (2007).
2. Daily, R. and Bevly, D. M., "The use of GPS for vehicle stability control systems", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 51(2), (2004).
3. Anwar, S., "Predictive yaw stability control of a brake-by-wire equipped vehicle via eddy current braking", *American Control Conference*, New York City, USA, (2007).
4. Farme, C. M. and Lund, A. K., "Rollover risk of cars and light trucks after accounting for driver and environmental factors", *Accident Analysis and Prevention*, 34, pp. 163-173, (2002).
5. Soudagari, J., "Effect of road surface type/texture on rolling and skidding resistance", *International Symposium on Highway Surfacing at Ulster University*, UK, (1990).
6. Hac, A., "Rollover stability index including effects of suspension design", *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, (2002).
7. Takano, S., Nagai, M., Taniguchi, T. and Hatano, T., "Study on vehicle dynamics model for improving roll stability", *JASE Review*, 24, pp. 149-156, (2003).
8. Zheng, X. J., Wu, J. J. and Zhou, Y., "Numerical analysis on dynamic control of five-degree-of-freedom Maglev Vehicle Moving on Flexible Guideways", *Journal of Sound and Vibration*, 235, pp. 43-61, (2000).
9. Zebala, J., Ciepka, P., Reza, A. and Janczur, R., "Influence of rubber compound and tread pattern of retreated tires on vehicle active safety", *Forensic Science International*, 167, pp. 173-180, (2007).
10. Ono, E., Asano, K., Sugai, M., Ito, S., Yamamoto, M., Sawada, M. and Yasui, Y., "Estimation of automotive tire force characteristics using wheel velocity", *Control Engineering Practice*, 11, pp. 1361-1370, (2003).
11. Hac, A., "Effects of Brake Actuator Error on Vehicle Dynamics and Stability", *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, (2005).
12. Wong, J. Y., "*Theory of Ground Vehicles*", Third Edition, Department of Mechanical and Aerospace Engineering Carleton University, Ottawa, Canada, (2001).